

CONFRONTO E VERIFICA DI CORRELAZIONI PER IL DIMENSIONAMENTO DI UNO SCAMBIATORE A PIASTRE

Giuseppe Grazzini*, Samuele Piazzini, Andrea Rocchetti

Dipartimento di Energetica, Università di Firenze, via S. Marta 3, 50139 Firenze

*giuseppe.grazzini@unifi.it

ABSTRACT

Gli scambiatori a piastre hanno acquisito una larga diffusione nelle applicazioni industriali e civili, soprattutto nel caso di scambio termico fra fluidi in fase singola. I vantaggi più evidenti sono legati all'elevato coefficiente di scambio termico, flessibilità, accessibilità per la pulizia, compattezza, riduzione dei costi. Da qualche decennio lo scambiatore a piastre è riuscito a diffondersi in applicazioni con fluidi bifasici nel campo della produzione di energia frigorifera e non solo. La letteratura scientifica sugli scambiatori a piastre risulta a nostro parere non sufficientemente dettagliata. Nel caso di utilizzo di fluidi in fase liquida esiste una ampia formulazione sia a livello di correlazioni di calcolo che di verifiche sperimentali per la determinazione del numero di Nusselt che per il coefficiente di attrito.

Nel campo del cambiamento di fase non esistono correlazioni generali che caratterizzino l'andamento del coefficiente di scambio termico e del fattore d'attrito. La reperibilità di letteratura scientifica su tale argomento è ridotta e concentrata principalmente su correlazioni sperimentali calibrate sulle particolari geometrie e condizioni operative dello scambiatore sottoposto a verifica. Gli autori si prefiggono di confrontare le formulazioni di letteratura. I risultati ottenuti dimostrano un'ampia variabilità dell'errore percentuale fra le varie correlazioni, più marcata per i casi di applicazione in cambiamento di fase, e fra le correlazioni e i dati sperimentali riportati in letteratura.

INTRODUZIONE

Il presente lavoro nasce dalla necessità degli autori di reperire correlazioni di scambio termico e perdita di pressione degli scambiatori a piastre per la condensazione di vapor d'acqua ad una pressione di saturazione inferiore a quella atmosferica. La riscontrata scarsa presenza di formulazioni ha portato ad estendere il campo di ricerca bibliografica anche al campo di fluido monofase e per pressioni di funzionamento differenti nel tentativo di verificare la coerenza delle diverse formulazioni riscontrate. Sono state quindi selezionati i lavori di ricerca che formulassero correlazioni impiegabili in uno stesso campo di validità e su simili geometrie dello scambiatore, tipicamente con piastra corrugata di tipo "chevron".

In generale [1] per il fluido monofase sono presenti molteplici correlazioni sia per la definizione del coefficiente di scambio termico che per il fattore di attrito, derivate da percorsi sperimentali o da approcci teorici. Le indicazioni fornite generalmente dagli autori portano ad evidenziare che in uno scambiatore di calore a piastre è possibile ottenere coefficienti di scambio termico anche tre volte superiori rispetto a quelli di un tubo liscio equivalente. In particolare il moto medio tra due piastre viene determinato dalla sovrapposizione di due componenti, il flusso longitudinale ondoso in cui il fluido passa da una piastra all'altra dopo ogni cella elementare del meato fra le piastre adiacenti e il "criss-cross" flow (denominato anche furrow flow) dove il flusso incanalato in una piastra passa all'altra al margine della superficie laterale delle piastre cioè dove cambia inclinazione. Il primo flusso è influente sull'aumento del coefficiente di scambio termico e del coefficiente d'attrito e caratteristico di

scambiatori con elevati angoli di corrugazione φ e ridotti rapporti $2\hat{a}/p$. Nel moto turbolento un aumento dell'angolo di corrugazione φ aumenta il coefficiente di scambio termico e il fattore di attrito con un massimo per angoli prossimi a 70° oltre il quale avviene la separazione del moto longitudinale ondoso con ricircolo del fluido nelle zone di picco della corrugazione che comporta soltanto elevate perdite di carico. In caso di moto laminare o nella zona di transizione il flusso predominante è quello longitudinale ondoso, ma l'aumento dell'angolo di corrugazione della piastra incrementa soltanto il fattore di attrito.

Nel caso di fluido in condensazione sono stati riscontrate in letteratura poche formulazioni che si riferiscono principalmente a specifiche geometrie e configurazioni dello scambiatore a piastre trattato. In generale [1] è possibile indicare che rispetto ad un tubo liscio equivalente lo scambiatore a piastre favorisce la transizione a moto turbolento e quindi favorisce elevati valori del coefficiente di scambio termico a minori numeri di Reynolds. Si possono comunque distinguere due regimi di moto, il primo caratteristico dei bassi numeri di Reynolds in cui è dominante l'azione della forza di gravità, ed un secondo in cui sono coinvolti anche gli sforzi di taglio e non è possibile distinguere chiaramente le due fasi. La transizione dal primo al secondo tipo di moto sono fortemente dipendenti dal numero di Reynolds e dall'angolo della corrugazione φ .

RICERCA BIBLIOGRAFICA E CORRELAZIONI

Vengono riportate le relazioni e le caratterizzazioni delle correlazioni incontrate ed utili per il confronto. Verranno utilizzate le etichette dei riferimenti bibliografici come indicatori della trattazione anche nei grafici di confronto.

Delle trattazioni individuate sono di seguito riportate le equazioni fondamentali che le caratterizzano.

Fase singola

Nel riferimento [2], attraverso un approccio teorico, l'autore formula una correlazione per il calcolo del coefficiente di scambio che parte dall'analogia di L ev eque [2]. Fondamentale risulta il contributo del coefficiente di attrito che variando la sua parametrizzazione permette di simulare il comportamento con geometrie alquanto diverse.

$$Nu' = 0.205(f' Re^2 \sin 2\vartheta)^{0.374} (\mu/\mu_w)^{1/6} Pr^{1/3} \quad (1)$$

Il fattore di attrito   scomposto in due termini, uno (f_l) causato dalla componente longitudinale del flusso e pu  essere assimilato ad uno scambiatore con piastre con angolo di corrugazione $q=90^\circ$, cio  un condotto con sezione rettangolare e sviluppo sinusoidale, l'altro risulta composto da un fattore (f_θ) calcolato come piastra con angolo di corrugazione $q=0^\circ$, ovvero come media tra i fattori calcolati in tubi a sezione doppio sinusoidale e rettangolare sinusoidale, e di un fattore che tiene conto della sovrapposizione in ogni cella dei due flussi incanalati (forrow flow).

$$\frac{1}{\sqrt{f'}} = \frac{\cos \vartheta}{\sqrt{0.045 \tan \vartheta + 0.09 \sin \vartheta + f_\theta / \cos \vartheta}} + \frac{1 - \cos \vartheta}{\sqrt{3.8 f_l}} \quad (2)$$

Per $Re' < 2000$ dove $f_\theta = 16/Re'$; $f_l = (150/Re') + 0.9625$

Per $Re' > 2000$ dove $f_\theta = (3.6 \ln Re' - 3.0)^{-2}$; $f_l = 0.75 Re'^{-0.289}$

Nel riferimento [3], per il calcolo del coefficiente di scambio termico, gli autori conducono un'analisi simile a quella in [2], basata cio  sull'analogia di L ev eque. La differenza sostanziale risiede nel calcolo del coefficiente di attrito nel quale non vengono considerate le perdite dovute al cambio di direzione del flusso longitudinale, ma considerando due condotti sinusoidali in cui le uniche perdite sono causate dalle zone di imbocco alla piastra e dal flusso completamente sviluppato. Viene differenziata la formulazione per angoli di corrugazione della piastra inferiori a 45° in cui prevale il flusso incanalato e superiori a 45° in cui domina la componente longitudinale.

Per $q \leq 45^\circ$

$$Nu' = 0.258(f_{app} Re_s^2 d_{e,s} \sin 2\vartheta)^{0.375} (d_e / (d_{e,s} p \Phi)) (\mu/\mu_w)^{1/6} Pr^{1/3} \quad (3)$$

Per $q > 45^\circ$

$$Nu' = 0.258(f_{app} Re_s^2 d_{e,s} \sin \vartheta)^{0.375} (d_e / (d_{e,s} p \Phi)) (\mu/\mu_w)^{1/6} Pr^{1/3} \quad (4)$$

$$f_{app} Re_s = K(\infty) / 4x^+ + f_{fully} Re_s \quad (5)$$

dove

$$f_{fully} Re_s = 2.6624k^4 - 10.586k^3 + 11.262k^2 - 0.103k + 9.6 \quad (6)$$

$$K(\infty) = -8.3286k^4 + 13.3888k^3 - 5.9658k^2 - 0.2472k + 2.272 \quad (7)$$

$$d_{e,s} = 0.1429k^3 - 0.6235k^2 + 1.0871k - 0.0014 \quad (8)$$

$$x^+ = (d_{e,s} \sin 2\vartheta \cdot Re_s)^{-1} \quad (9)$$

$$k = 2\hat{a} / p \quad (10)$$

$$Re_s = Re'(d_{e,s} / \cos \vartheta) (p / d_e) \Phi \quad (11)$$

Nei riferimenti [4], [5], [6], [7], [8], [9] e [10] sono riportate le correlazioni ottenute sperimentalmente.

Condensazione

Nella definizione delle caratteristiche delle correlazioni per condensazione in scambiatori a piastre tutti gli autori evidenziano l'elevato valore delle perdite di carico e la loro marcata influenza sul coefficiente di scambio termico. Per la definizione delle perdite di carico tutti gli autori partono dalla formulazione di Lockart-Martinelli.

Nel riferimento [11] l'autore formula una prima e semplice ipotesi indicando un coefficiente correttivo rispetto al numero di Nusselt calcolato per la fase liquida:

$$Nu = Nu_l \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_m}} \quad (12)$$

Per un generico scambiatore a piastre l'autore propone l'equazione (13)

$$Nu_l = 0.160 Re^{0.62} Pr^{0.4} \quad (13)$$

Nel riferimento [12] gli autori formulano un relazione per il coefficiente di scambio termico introducendo un fattore H che tiene conto dell'eventuale sottoraffreddamento della fase liquida e della temperatura di parete:

$$Nu = 0.00115 \left(\frac{Re_h}{H} \right)^{0.983} Pr^{0.33} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.248} \quad (14)$$

$$Re_h = \frac{G(1-x)d_e}{\mu_l} \quad \text{se } x=1, \text{ allora } Re_h = \frac{Gd_e}{\mu_l} \quad (15)$$

$$H = \frac{c_l \Delta T}{r \left(1 + 0.68 \frac{c_l \Delta T}{r} \right)} \quad \text{con } \Delta T = T_{sat,ave} - T_{w,ave} \quad (16)$$

$$T_{w,ave} = q \left(\frac{t}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_c} \right) + T_c \quad \text{con } q = \frac{Q}{N_p A} \quad (17)$$

Le perdite di carico sono calcolate dal fattore di Lockart-Martinelli applicato ad un flusso non adiabatico.

$$f_l = f_v = 94.4 / Re^{0.9125} \quad \text{per } Re < 200 \quad (18)$$

$$f_l = f_v = 2.31 / Re^{0.2122} \quad \text{per } Re > 200 \quad (19)$$

$$\Delta P_{fric,l} = f_l \frac{(1-x_{ave})^2 G^2 N \cdot L}{2\rho_l d_e} \quad \text{per liquido saturo a } T_{l,ave} \quad (20)$$

$$\Delta P_{fric,v} = f_v \frac{x_{ave}^2 G^2 N \cdot L}{2 \rho_v d_e} \quad \text{per vapore saturo a } T_{v,ave} \quad (21)$$

$$X_{LM} = \sqrt{\frac{\Delta P_{fric,l}}{\Delta P_{fric,v}}} \quad (22)$$

Nel riferimento [13] gli autori riassumono e confrontano analisi sperimentali eseguite da vari autori. Riportano inoltre i dati di una analisi sperimentale eseguita su scambiatori con piastre di differente corrugazione. La relazione proposta è la (23).

$$Nu' = C \cdot Re_{eq}^m Pr^{0.33} \quad (23)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_e}{\mu_l \Phi} \quad \text{con} \quad G_{eq} = \left[1 - x_{ave} + x_{ave} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (24)$$

dove C , M e k , sono coefficienti dipendenti dall'angolo di corrugazione della piastra.

Per la determinazione delle perdite di carico gli autori introducono un fattore F dipendente dall'angolo di corrugazione della piastra ed un parametro X'_{LM} dipendente dalla pressione media di condensazione.

$$\Delta P_{fric,l} = f_l' \frac{2G^2 N \cdot L}{\rho_l d_e} \quad (25)$$

$$\Phi_l^2 = \frac{F}{X'_{LM}{}^2} \quad (26)$$

Alcuni autori usano la correlazione di Chisolm [14] per valutare un flusso bifasico.

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{16}{X'_{LM}} + \frac{1}{X'_{LM}{}^2} \quad (27)$$

$$\Delta P_{fric,l} = f_l \frac{(1 - x_{ave})^2 G^2 N \cdot L}{2 \rho_l d_e} \quad \text{per liquido saturo a } T_{l,ave} \quad (28)$$

$$\Delta P_{fric,v} = f_v \frac{x_{ave}^2 G^2 N \cdot L}{2 \rho_v d_e} \quad \text{per vapore saturo a } T_{v,ave} \quad (29)$$

$$f_l = 0.56 / Re_l^{-0.12} \quad (30)$$

$$f_v = 0.56 / Re_v^{-0.12} \quad (31)$$

RISULTATI DEL CONFRONTO

Per il confronto delle correlazioni è stata definita la geometria dello scambiatore. Il fluido operativo è acqua. In tabella 1 sono riportate le caratteristiche operative e geometriche.

Sono riportati quindi nelle figure 1 e 2 i grafici dei risultati di confronto ottenuti dall'applicazione delle correlazioni dei diversi autori considerati nel caso di flusso monofasico. Il confronto è stato effettuato valutando sia il Nu che il fattore di

attrito in funzione del numero di Reynolds nel campo di validità delle correlazioni.

Tabella 1: condizioni di confronto per le correlazioni del flusso monofase

θ	60
t_m	40
ψ	1,29
d_e/p	0,66
$2\hat{a}/p$	0,33

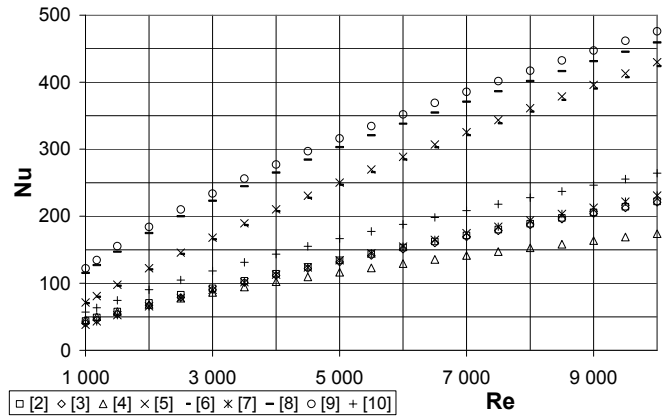


Figura 1: fluido monofase, confronto Nu .

Le figure mostrano tendenze simili delle varie correlazioni, ma l'errore risulta essere molto elevato con tendenza ad aumentare per numeri di Reynolds minori.

E' stato esaminato per un determinato numero di Reynolds l'errore relativo percentuale fra le correlazioni che esprimono il valor minimo e massimo, riferito al valore medio di tutti i valori indicati dalle varie correlazioni, del fattore d'attrito e del Nu . L'analisi di questo errore è presentata in figura 3.

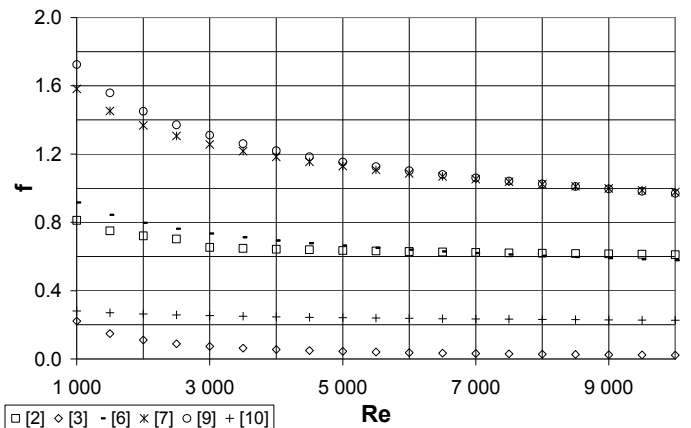


Figura 2: fluido monofase, confronto fattori di attrito.

Il fattore d'attrito presenta un errore variabile fra il 163% ed il 173%, mentre per il numero di Nusselt l'errore passa da 94% a 125%. La variabilità dell'errore rispetto al numero di Reynolds risulta più marcata per bassi valori del numero stesso.

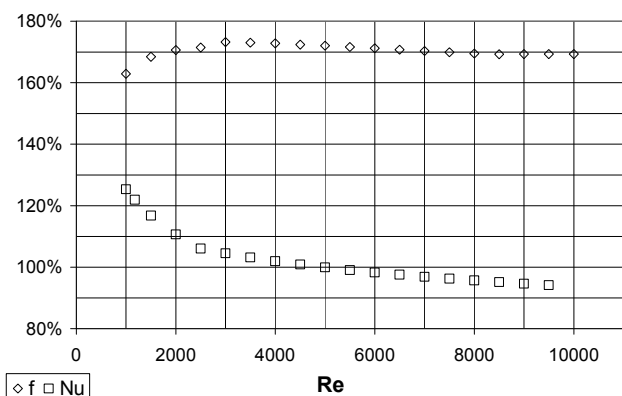


Figura 3: fluido monofase, errore massimo percentuale del fattore d'attrito e del numero di Nusselt.

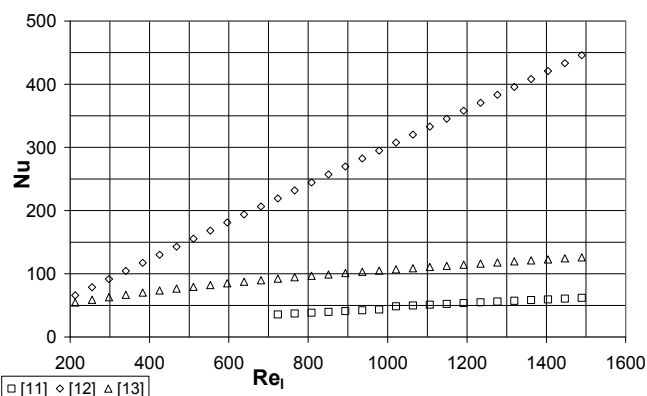


Figura 4: fluido bifase, confronto Nu.

Per il confronto delle correlazioni nel caso di condensazione è stata considerata la condensazione completa del flusso nello scambiatore. Il fluido operativo è vapor d'acqua. In tabella 2 sono riportate le caratteristiche operative e geometriche.

Le figure 3 e 4 riportano i risultati di confronto ottenuti dall'applicazione delle correlazioni dei diversi autori nel caso di flusso bifasico. Il confronto è stato effettuato valutando sia il Nu che il fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds nel campo di validità di ciascuna correlazione.

Dai grafici risulta evidente la scarsa congruenza fra le varie correlazioni. Gli stessi autori ammettono elevati errori nell'applicazione delle correlazioni.

In figura 6 è presentato l'errore massimo come precedentemente descritto per il numero di Nusselt e le perdite di carico nel caso di condensazione.

L'errore del numero di Nusselt ha una discontinuità per Reynolds prossimo a 700 ed le perdite di carico per Reynolds prossimo a 1800 a causa del ridotto campo di applicabilità delle correlazioni proposte dagli autori del riferimento [11] e [14].

Le perdite di carico presentano un errore variabile fra 115% ed 127%, mentre per il numero di Nusselt l'errore passa da 19% a 192%. La variabilità dell'errore rispetto al numero di Reynolds risulta maggiormente marcata per bassi valori del numero.

Tabella 2: condizioni di confronto per le correlazioni del flusso di vapore in condensazione completa

θ	60
T_m	120
ψ	1,29
d_c/p	0,66
$2\hat{a}/p$	0,33
x_i	0
x_o	1
x_{ave}	0,5
ρ_l	943.13
ρ_g	1.12
$(T_m - T_w)$	10
H	0,02

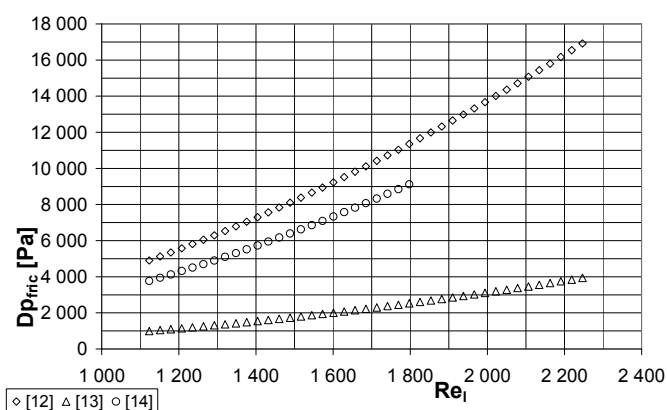


Figura 5: fluido bifase, confronto perdite di carico per attrito.

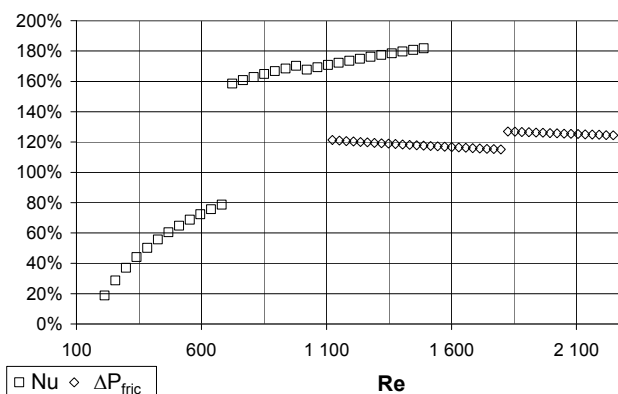


Figura 6: fluido bifase, errore massimo percentuale del numero di Nusselt e delle perdite di carico

In generale non sono presenti in letteratura scientifica delle correlazioni generali ed affidabili per l'analisi del coefficiente di scambio termico e del fattore d'attrito in scambiatori a piastre sia nel caso monofase che per la condensazione del fluido. Sono ampie le formulazioni di correlazioni dedicate a particolari geometrie di scambiatore nel caso di fluido monofase, ma risultano scarse nel caso di condensazione ed addirittura assenti nel caso di condensazione di vapore a pressione di saturazione inferiore a quella atmosferica.

NOMENCLATURA

A	Area di progetto di una piastra	m^2
\hat{a}	Ampiezza della sinusoide di corrugazione	c
c	Calore specifico	J/kg K
d_e	Diametro equivalente	m
G	Portata in massa totale per unità di superficie	kg/m^2s
h	Coefficiente medio di scambio termico convettivo	W/m^2K
k	Rapporto spessore su passo della sinusoide formante la piastra	
L	Lunghezza della piastra	m
N	Numero di passaggi	
N_p	Numero di piastre	
q	Potenza per unità di area	W/m^2
Q	Potenza	W
P	Pressione	Pa
p	Passo della corrugazione	m
r	Calore latente di vaporizzazione	J/kg
t	Spessore della piastra	m
T	Temperatura	K
x	Titolo del vapore	

Caratteri greci

Δ	Differenza	
λ	Coefficiente di conducibilità termica	W/m K
μ	Viscosità dinamica	$N s / m^2$
ρ	Densità	kg/m^3
θ	Angolo di inclinazione delle corrugazioni della piastra	
ψ	Fattore di maggiorazione area	

Pedici

ave	Valore medio tra ingresso e uscita
c	Acqua di raffreddamento
$cell$	Per una cella elementare
$fric$	Caduta di pressione all'interno della piastra
$fully$	Flusso completamente sviluppato
$furr$	Componente incanalata ("furr") del flusso principale
in	Ingresso
l	Fase liquida
m	Valore medio tra le due fasi
o	Uscita
p	Piastra
sat	In condizioni sature
sub	Sottoraffreddamento
t	Piastra adibita allo scambio termico
v	Fase vapore
w	Parete

Numeri dimensionali e loro diverse formulazioni

Nu	Numero di Nusselt
Re	Numero di Reynolds
Pr	Numero di Prandtl
f	Fattore di attrito secondo Fanning

X_{LM}	Parametro di Lockart Martinelli
Re'	$= Re/\Psi$
Nu'	$= Nu/\Psi$
f'	$= f/\Psi$
X_{LM}'	$= X_{LM}/\Psi$
de'	$= 4\hat{a} / \Psi$

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. Cooper and J.D. Usher, Plate heat exchanger, in G.F. Hewitt (ed.), *Heat exchanger design Handbook*, chap. 3, Begell House, 1998.
- [2] H. Martin, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chem. Eng. Process*, vol. 35, pp. 301-310, 1996.
- [3] D. Dovic, B. Palm and S. Svaic, A theoretical approach to the evaluation of viscous and turbulent flow heat transfer and pressure drop in a chevron plate heat exchanger channel, *Zero Leakage-Minimum Charge*, IIR/IIF, Stockholm, 2002
- [4] P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos and V. Bontozoglou, Air-water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger, *Inter. Jour. Multi. Flow*, vol. 28, pp. 757-772, 2002.
- [5] Y.Y. Yan, H.C. Lio and T.F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 993-1006, 1999.
- [6] A. Muley and R.M. Manglik, Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a Plate Heat Exchanger with chevron plates, *ASME J. Heat Transfer*, vol. 121, pp. 110-117, 1999.
- [7] W.W. Focke, J. Zachariades and I. Olivier, The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 1469-1479, 1985.
- [8] K. Okada, M. Ono, T. Tomimura, T. Okuma et al., Design and heat transfer characteristics of New Plate Heat Exchanger, *Heat transfer- Japanese Research* vol. 1, pp. 90-95, 1972.
- [9] D. Crisholm and A.S. Wanniarachchi, Layout of plate heat exchangers. *Thermal Engineering Proceeding*, vol. 4 ASME, New York, pp. 433-438, 1991.
- [10] R.K. Shah and W.W. Focke, Plate Heat Exchangers and their design theory. Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere publishing Company, pp. 227-254, 1988.
- [11] A. Cooper, Condensation of steam in plate heat exchangers, *AIChE Symp.*, vol.70, no. 138, pp. 172-177, 1974.
- [12] Z.Z. Wang and Z.N. Zhao, Analysis of Performance of steam condensation heat transfer and pressure drop in plate condensers, *Heat Transfer Engineering*, no. 14, pp. 32-41, 1993.
- [13] R. Wurfel and N. Ostrowski, Experimental investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone-type, *Int. J. of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 59-68, 2004.
- [14] L.K. Wang, B. Sunden and Q.S. Yang, Pressure drop analysis of steam condensation in a plate heat exchanger, *Heat Transfer Eng.*, vol. 20, no. 1, pp. 71-77, 1999.